

**УДК 621.311.153:681.3.06****О.І. Александров**, канд. техн. наук, доц., **ORCID** 0000-0002-5608-8131**Д.О. Іванько**, канд. техн. наук, доц., **ORCID** 0000-0002-4348-6624**В.В. Зеленко**, аспірант**Білоруський державний технологічний університет,****Національний технічний університет України****«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,****Білоруський національний технічний університет**

## **РЕГУЛЮВАННЯ ГРАФІКІВ НАВАНТАЖЕННЯ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ СИСТЕМИ ПРИ ЇЇ ВЗАЄМОДІЇ З ПРОМИСЛОВИМИ СПОЖИВАЧАМИ**

*В сучасних умовах гострого дефіциту енергоресурсів і переходу до ринкових відносин багатьох підприємств незмінно зростає роль оптимізаційних розрахунків в енергетиці. Перехід від ді-ректівних методів розподілу палива до економічних при неспинному зростанні цін на енергоносії тягне за собою ряд принципових труднощів і передбачає вирішення комплексу взаємопов'язаних завдань. До їх числа відносяться: оптимізація розподілу активної потужності між електростанціями енергосистеми з урахуванням втрат в мережі і питомих витрат палива; облік обмежень по доставці палива; режимно-економічна взаємодія генерування і споживання підприємств з урахуванням регулюючого ефекта навантаження; вирівнювання графіків навантаження енергосистеми і промислових підприємств; оперативне управління електроспоживанням з оптимізацією режиму роботи системних споживачів-регуляторів.*

**Ключові слова:** електроенергетична система, оптимізація, навантажувальні вузли, електроприймачі, режимно-відокремлені групи, зонні коефіцієнти, матриця обмежують констант, горизонтально-вертикальне маневрування, деформація добового графіка навантаження.

Надійшла 06.09.2018

Received 06.09.2018

**УДК 621.165.62****О. Ю. Черноусенко**, д-р. техн. наук, проф., **ORCID** 0000-0002-1427-8068**Д. В. Риндюк**, канд. техн. наук, доц., **ORCID** 0000-0001-7770-7547**В. А. Пешко**, канд. техн. наук, ст. викл., **ORCID** 0000-0003-0610-1403**Національний технічний університет України****«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»**

## **ТЕПЛОВИЙ І НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН РОТОРА ВИСОКОГО ТИСКУ ТУРБІНИ К-1000-60/3000 БЛОКА АЕС**

*На поточному етапі енергетичного розвитку України, політика продовження експлуатації атомних електричних станцій потребує встановлення фактичного ресурсного стану та надійності його основного обладнання. Відповідно до нормативних документів, продовження ресурсу турбінного обладнання потребує проведення широкого кола числових досліджень, в тому числі і розрахунку теплового та напружено-деформованого стану його основних елементів. В роботі досліджено ротор циліндру високого тиску парової турбіни К-1000-60/3000. Розглянуто крайову задачу нестационарної теплопровідності для типових експлуатаційних режимів паротурбінної установки, з використанням скінчено-елементного методу дискретизації розрахункової області. Напружено-деформований стан РВТ розраховано з врахуванням сумісної дії температурних напружень, нерівномірності температурного поля, напружень від тиску та відцентрових сил. Встановлено, що при роботі на експлуатаційних режимах, що близькі до номінального, зоною концентрації максимальної інтенсивності напружень є*

**Ключові слова:** атомна електростанція, парова турбіна, ротор високого тиску, режими експлуатації, тепловий стан, напружено-деформований стан.

#### **Вступ**

В Україні, ядерна енергетика займає провідне місце в забезпеченні енергетичних потреб народного господарства. АЕС виробляють близько половини споживаної електроенергії. Так, виробіток електроенергії атомними електростанціями коливається від 50 % до 58 % за 2017-2018 роки. В умовах значного вичерпання ресурсу енергетичного обладнання та дефіциту органічного палива на теплових електростанціях надійність роботи ядерної енергетики позитивно впливає на соціально-економічний розвиток України.

В Україні реалізується програма продовження термінів експлуатації енергетичного обладнання АЕС. З п'ятнадцяти діючих в Україні енергоблоків, термін експлуатації енергоблоків № 1 і 2 Рівненської АЕС було продовжено на 20 років. Енергоблок № 1 Южно-Української АЕС працюватиме протягом додаткових 10 років. Досвід проведених робіт показав, що питомі фінансові витрати на виконання вимог нормативних документів, які забезпечують можливість отримання ліцензії на експлуатацію енергоблоків в період додаткового строку служби, значно менше витрат на будівництво нових енергоблоків.

До 2020 року спливає термін проектною експлуатації ще 9 атомних енергоблоків України. У світовій атомній енергетиці, приблизно, 80 % енергоблоків АЕС вичерпають проектний ресурс до 2020 р. Як свідчить світовий досвід, продовження термінів експлуатації енергоблоків АЕС після завершення проектного терміну експлуатації є потенційно можливим, і за умови виконання норм ядерної та радіаційної безпеки – одним з найбільш ефективних шляхів для часткового вирішення проблеми заміщення генеруючих потужностей [1].

Перегляд раніше встановлених термінів служби енергетичного обладнання енергоблоків АЕС передбачає оцінку залишкового ресурсу енергетичного обладнання, яка відбувається, в тому числі, на базі визначення теплового та напружено-деформованого стану окремих елементів парових турбін [2].

#### **Мета й завдання дослідження**

Метою даної роботи є розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора циліндру високого тиску (ЦВТ) парової турбіни К-1000-60/3000 блоку 1000 МВт державного підприємства НАЕК «Енергоатом» згідно нормативних документів [3-4].

Для досягнення поставленої мети у роботі вирішувались наступні задачі:

- створення 3-D просторового геометричного аналогу ротора циліндру високого тиску парової турбіни К 1000 60/3000;
- вирішення красової задачі нестационарної теплопровідності із заданням граничних умов теплообміну на усіх поверхнях ротора ЦВТ, для типових експлуатаційних режимів паротурбінної установки, з використанням скінчено-елементного методу дискретизації розрахункової області;
- розрахунок напружено-деформованого стану РВТ з врахуванням сумісної дії температурних напружень, нерівномірності температурного поля, напружень від тиску та відцентрових сил;
- аналіз значень та характеру зміни інтенсивності умовних пружних напружень для всіх поверхонь ротора ЦВТ для типових експлуатаційних режимів.

#### **Об'єкт дослідження та особливості чисельної моделі**

Турбіна К-1000-60/3000 – парова, конденсаційна, з нерегульованими відборами пари, з проміжною сепарацією і одноступінчастим паровим проміжним перегрівом, розрахована для роботи в блоці з реактором ВВЕР 1000. Циліндр високого тиску розташований в середній частині турбіни, а циліндри низького тиску – симетрично по обидві сторони ЦВТ (по два ЦНТ з кожної сторони) [5].

Ротор ЦВТ – суцільнокований, з постійним кореневим діаметром усіх ступенів. Кріплення робочих лопаток усіх ступенів до дисків валу виконується за допомогою хвостовиків виделчатого типу із зовнішньою виделкою, що закриває обід диску. Для зменшення перетоку пари, в зазорах між тілом діафрагми та валом виконані діафрагмові ущільнення, що представляють собою сегменти ущільнень, розміщених в розточках діафрагм. В діафрагмах другого і п'ятого ступенів встановлено по одному ряду сегментів, а в діафрагмах третього і четвертого ступенів – по два ряди.

В місцях виходу ротора з корпусу встановлено кінцеві ущільнення, що призначені для запобігання присосів повітря в турбіну на етапах набору вакууму та при роботі на низьковитратних режимах експлуатації, а також для запобігання витoku пари в машзал при близьких до номінального режимів роботи. Кінцеві ущільнення представляють собою сегменти, що розміщені в обоймах та виточки гребне-подібної форми на валу. Сегменти мають ущільнюючі вуса, які разом з гребнями на роторі утворюють лабіринти з радіальним зазором 0,75 мм. З камери ущільнень зі сторони проточної частини відбувається

відвід протікань пари або підвід ущільнюючої пари на режимах, коли тиск пари на виході з ЦВД нижче ніж атмосферний, а з камінної камери зі сторони атмосфери відбувається відсмоктування пароповітряної суміші.

Тиск свіжої пари перед стопорними клапанами високого тиску складає  $60 \text{ кгс/см}^2$ , а температура –  $274,3^\circ\text{C}$ . Витрата пари на турбоустановку складає  $5870 \text{ т/год}$ . Тиск пари на виході з ЦВТ –  $4,5 \text{ кгс/см}^2$ .

Для виконання розрахункової оцінки теплового (ТС) та напружено-деформованого стану (НДС) ротора високого тиску враховано фактичні дані про режими експлуатації парової турбіни, властивості металу її основних елементів згідно нормативних документів [3, 4, 6]. Крім того, для конструктивно-складного ротора ЦВТ, його геометрична модель виконана у тривимірній постановці з врахуванням основних конструктивних елементів. Модель створена на основі паспортного креслення турбіни К-1000-60/3000 і представлена на рис. 1.

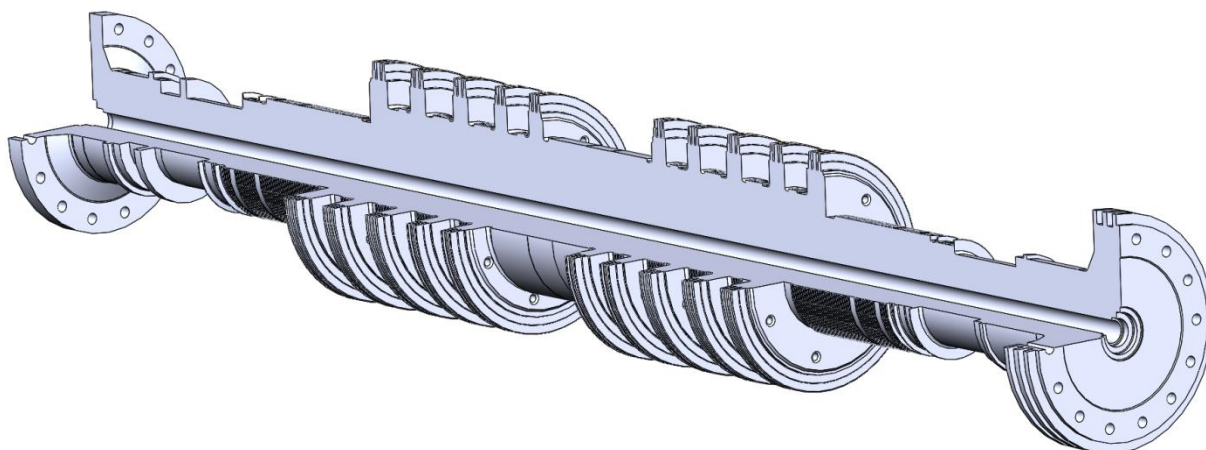


Рисунок 1 – 3-D просторовий аналог ротора циліндру високого тиску парової турбіни К-1000-60/3000

На наступному етапі виконується вирішення краєвої задачі нестационарної теплопровідності із заданням граничних умов (ГУ) теплообміну на поверхнях ротора ЦВТ згідно до розробленого програмного комплексу [7].

При визначенні ГУ, згідно до рекомендацій [5], враховувалися схеми витоків пари в проточній частині та в ущільненнях, а також реальні графіки роботи при різних теплових станах. Пуски турбіни проводились згідно до відповідних графіків-завдань:

- 1) при температурі металу зовнішньої поверхні фланця ЦВТ в зоні паровпуску  $T_{\text{фл.ЦВТ}} < 100^\circ\text{C}$  – згідно графіка-завдання пуску з холодного стану;
- 2) при температурі  $T_{\text{фл.ЦВТ}} = 100-150^\circ\text{C}$  – згідно графіка-завдання пуску з неостиглого стану;
- 3) при температурі  $T_{\text{фл.ЦВТ}} > 150^\circ\text{C}$  – згідно графіка-завдання пуску з гарячого стану.

Граничні умови теплообміну розраховані відповідно до типових експлуатаційних режимів, а саме стаціонарного режиму роботи та пусків з холодного, неостиглого та гарячого станів металу. Приклад такого розрахунку наведено в [8].

Оскільки ротор високого тиску турбіни К-1000-60/3000 в області проточної частини та кінцевих ущільнень є геометрично симетричним та характер процесів що перебігають в лівій та правій частині є аналогічним, було прийнято рішення скоротити досліджувану область від першого ступеня до останньої камери кінцевого ущільнення правої частини ротора (рис. 3 а).

#### **Розрахункова оцінка теплового та напружено-деформованого стану ротора ЦВТ**

Отримані граничні умови теплообміну дозволяють перейти до розрахункового дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора високого тиску.

Напружено-деформований стан оцінювався у пружно пластичній постановці з використанням скінчено-елементного методу дискретизації розрахункової області. Теплофізичні та фізико-механічні характеристики сталі ротора високого тиску 30ХНЗМ1ФА задавалися в залежності від температури відповідно до рекомендацій [4].

Оцінка напружено-деформованого стану ротора виконувався з врахуванням основних типів напружень, а саме температурних напружень, нерівномірності температурних полів, напружень від тиску та відцентрових сил.

Тепловий та напружено-деформований стан для стаціонарного режиму роботи наведено на рис. 2. Рівень температур відповідає номінальному режиму роботи пари в проточній частині і складає  $270^\circ\text{C}$  для першого ступеня та  $165-228^\circ\text{C}$  з другого по четвертий ступені. Максимальна інтенсивність умовних

пружних напружень спостерігається в осьовому отворі та розвантажувальних отворах дисків всіх п'яти ступенів  $\sigma_i = 158$  МПа. В інших характерних зонах РВТ інтенсивність умовних пружних напружень складає від 66 МПа до 105 МПа.

Високий рівень інтенсивності напружень в області осьового отвору пояснюється великими значеннями відцентрових сил, що діють на значні зосередження маси, якими є диски ступенів тиску та їх робочі лопатки. При чому найбільший рівень напружень спостерігається ближче до п'ятого ступеня, який є найбільш масивним та облопачений найважчими лопатками.

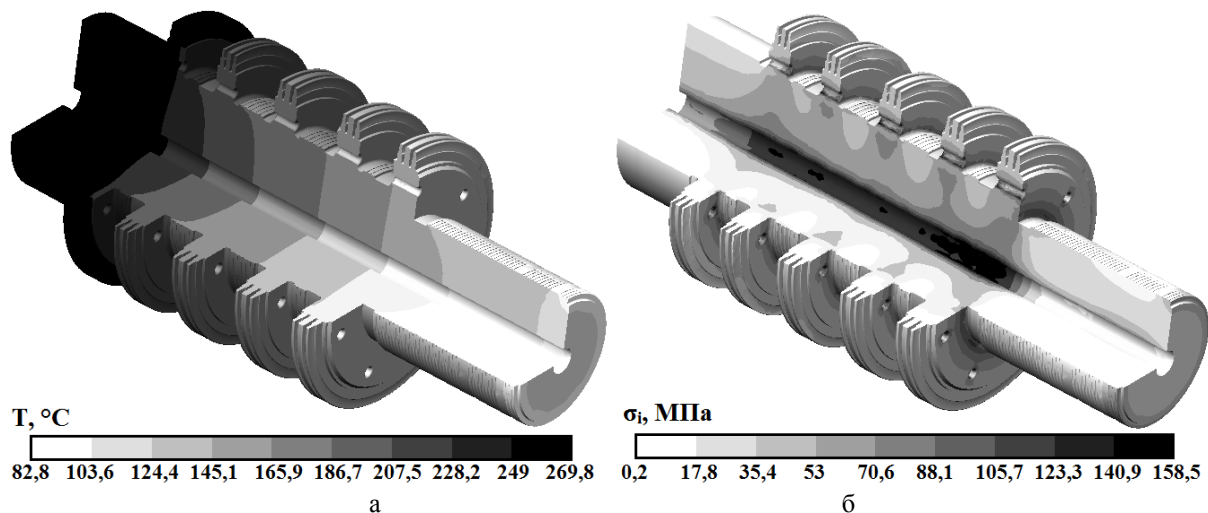


Рисунок 2 – Результати розрахунку номінального режиму роботи ротора високого тиску парової турбіни К-1000-60/3000:

а – тепловий стан; б – напружено-деформований стан

Розрахунки для пускових режимів виконано у нестационарній постановці з результатами щодо ТС та НДС в кожен момент пускового часу. Окремий інтерес на пускових режимах представляє інформація щодо нерівномірності температурних полів у часі, яка представлена у вигляді динаміки зміни градієнта температур для найбільш характерних областей РВТ. Так, на рис. 3 представлено характер зміни градієнтів температур при пуску з нестиглого стану НС-1.

Характерними областями (рис. 3 а), що обрані для дослідження є: 1 – передня галтель першого ступеня тиску; 2 – розвантажувальний отвір першого ступеня; 3 – четвертий гребінь сегмента діафрагмового ущільнення другого ступеня; 4 – перший гребінь передостаннього сегмента кінцевого ущільнення. Аналізуючи отримані результати, слід відзначити, що максимальне значення градієнта температур спостерігається при початковому набору обертів в момент часу 1900 с і складає для розвантажувального отвору першого ступеня  $\text{grad } T = 1289$  К/м. Наступні локальні максимуми значень градієнта температур спостерігаються в момент часу 6600 с та наприкінці пускового режиму. В цілому, слід відзначити не дуже високий рівень значень градієнта температур протягом усього режиму роботи, що свідчить про незначну нерівномірність температурного поля.

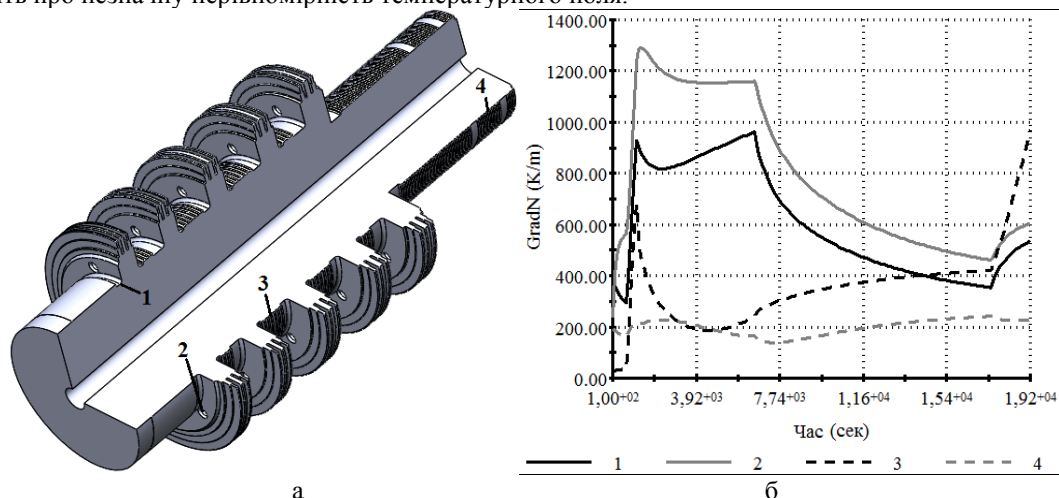


Рисунок 3 – Динаміка зміни нерівномірності температурного поля ротора при пуску з НС-1:  
а – характерні області дослідження; б – зміна градієнта температур протягом пуску

Тепловий стан PBT при пуску з нестиглого стану HC-1 представлений на рис. 4 для початкового етапу  $\tau = 100$  с та для другого локального максимуму градієнтів температур  $\tau = 6600$  с. Максимальне значення температур спостерігається на першому ступені і змінюється від 153 °С на початковому етапі, до 270 °С на номінальному режимі роботи.

Слід відмітити повільне прогрівання осцевого отвору PBT. Так, в момент часу 6600 с значення температур в даній області змінюється від 110 °С біля паровпуску до 80 °С біля останнього сегменту кінцевого ущільнення.

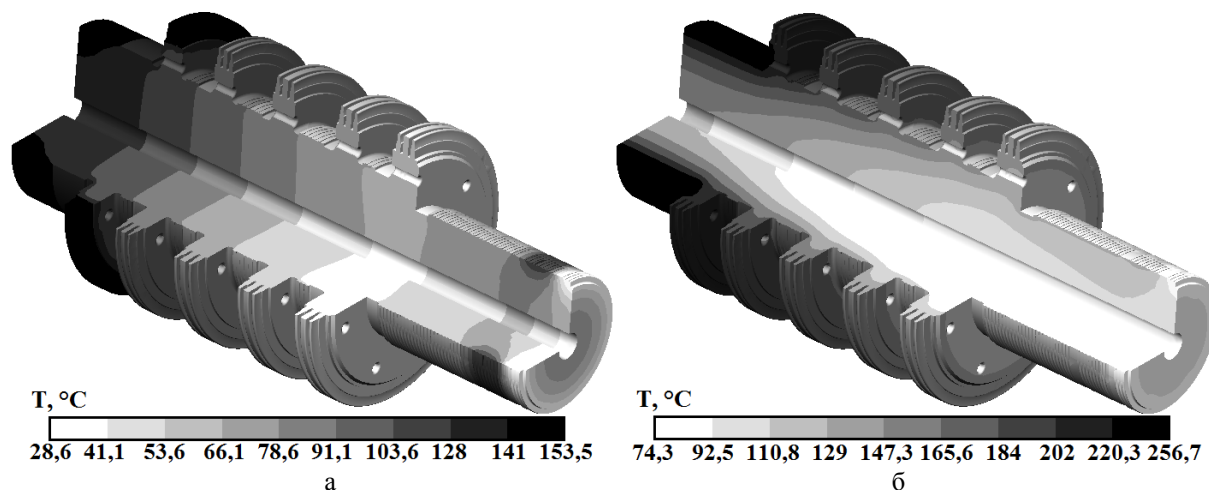


Рисунок 4 – Тепловий стан ротора високого тиску при пуску з HC-1 в момент часу: а – 100 с; б – 6600 с

Напружено-деформований стан PBT в розглянуті вище моменти часу наведено на рис. 5. На початкових етапах пуску (рис. 5 а), коли свіжа пара має температуру 160 °С, а частота обертання ротора визначається валоповоротним пристроєм і складає 4-6 об/хв, рівень інтенсивності напружень для всього валу є досить незначним ( $\sigma_i = 10\text{-}20$  МПа). Максимальні значення інтенсивності напружень спостерігаються в області хвостовиків першого ступеня тиску та останніх сегментів кінцевих ущільнень і складають  $\sigma_i = 60\text{-}68$  МПа.

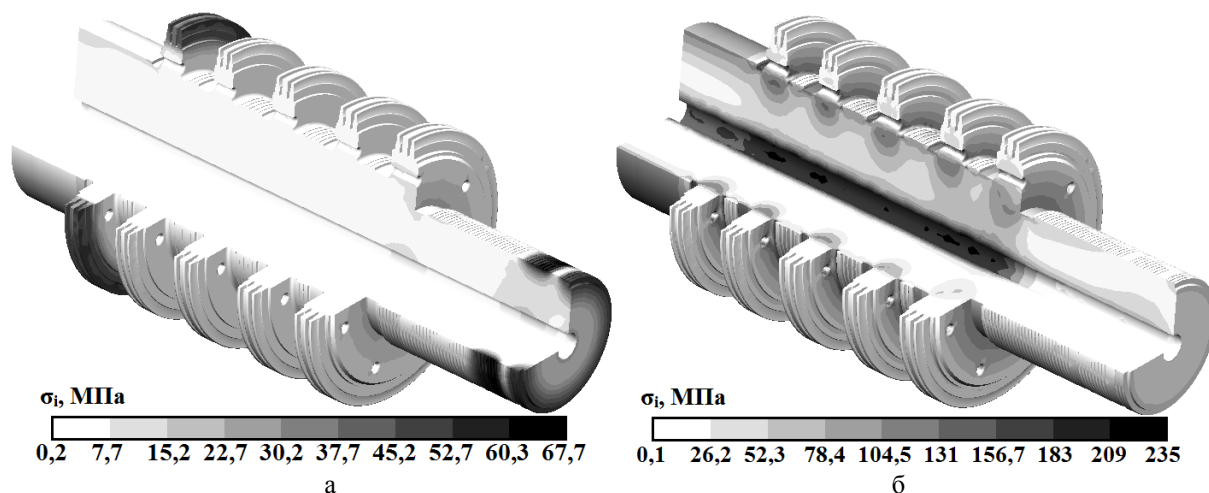


Рисунок 5 – Напружено-деформований стан PBT при пуску з нестиглого стану HC-1 в момент часу: а – 100 с; б – 6600 с

Максимальний рівень інтенсивності напружень в роторі високого тиску турбіни К-1000-60/3000 при пуску з нестиглого стану HC-1 спостерігається в момент часу 6600 с. В цей момент частота обертання валу є номінальною ( $n_0 = 3000$  об/хв), параметри пари, що подається в турбіну є близькими до номінальних ( $t = 258$  °С), а нерівномірність температурного поля описується високими значеннями градієнта температур  $\text{grad } T = 955\text{-}1170$  К/м. Всі вказані вище фактори спричиняють появу інтенсивності напружень  $\sigma_i = 235$  МПа в області осцевого отвору валу та  $\sigma_i = 130\text{-}185$  МПа в області галтелей та розвантажувальних отворів усіх п'яти ступенів тиску. При подальшій роботі турбоустановки, значення інтенсивності напружень поступово зменшуються до тих, що мають місце на номінальному режимі роботи (рис. 2 б).



Аналогічні дані було отримано і для решти типових експлуатаційних режимів, а саме пуску з холодного ХС і гарячого стану ГС. Проведені розрахунки дозволять виконати оцінку довготривалої міцності та стійкості до малоциклової втоми основного металу ротора високого тиску, що дозволять прийняти рішення про допустимість подальшої експлуатації згідно до нормативних документів [3, 4].

#### **Висновки**

1. До 2020 року спливає термін проектної експлуатації 9 атомних енергоблоків України. Поруч з прийняттям рішення щодо можливості продовження експлуатації реакторного обладнання, аналогічних робіт потребує і паротурбінна установка.

2. Для парової турбіни К-1000-60/3000 розроблено модель теплового та напружено-деформованого стану ротора ЦВТ на базі 3D-просторових аналогів. Розглянуто типові експлуатаційні режими, а саме стаціонарний режим роботи та пуски з холодного, неостиглого та гарячого станів металу.

3. За допомогою математичного моделювання отримано розрахункові дані по ТС та НДС ротора високого тиску парової турбіни К-1000-60/3000 блоку 1000 МВт АЕС з урахуванням реальних умов експлуатації. Встановлено, що максимальне значення інтенсивності напружень на стаціонарному режимі роботи виникає в області осьового отвору валу під 5 ступенем тиску і складає  $\sigma_i = 158$  МПа.

4. При пуску з неостиглого стану НС-1 максимальний рівень інтенсивності напружень ( $\sigma_i = 235$  МПа) виникає в момент часу 6600 с і пов'язаний із сумісною дією температурних напружень, нерівномірності температурного поля, напружень від тиску та високих відцентрових сил.

5. Виконані розрахунки дозволяють провести оцінку довготривалої міцності та стійкості до малоциклової втоми основного металу ротора високого тиску, а також прийняти рішення про допустимість подальшої експлуатації згідно до нормативних документів.

#### **Список використаної літератури**

1. Навроцкий, Б. Л. Выполнение комплекса мероприятий по оценке технического состояния и переназначения срока эксплуатации турбин 1000 МВт энергоблоков АЭС [Текст] / Б. Л. Навроцкий, М. А. Мороз, П. В. Скип // Збірник наукових праць СХУЯЕтаП. – 2012. – С. 52–59. – ISSN 2076-1570.

2. Черноусенко, О. Ю. Оцінка залишкового ресурсу корпусів парових турбін АЕС [Текст] / О. Ю. Черноусенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С.129-135. – ISSN 2078-774X.

3. РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малоцикловую усталость [Текст]. – М., 1985. – № АЗ–002/7382. – 49 с.

4. РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса [Текст]. – М., 1996. – 98 с.

5. Турбина паровая К-1000/60-3000. Техническое описание и инструкция по эксплуатации № 1-Э-ТЦ-2 [Текст]. – Кузнецовск: НАЭК «ЭНЕРГОАТОМ», 2006. – 112 с.

6. РТМ 108.020.16-83. Расчет температурных полей роторов и корпусов паровых турбин. [Текст] – М.: Минэнерго, 1985. – 115 с.

7. Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines [Text] / V. Peshko, O. Chernousenko, T. Nikulenkova, A. Nikulenkova // Propulsion and Power Research – China: National Laboratory for Aeronautics and Astronautics, 2016 – Volume 5, Issue 4 – pp. 302-309. – ISSN 2212-540X.

8. Черноусенко, О. Ю. Розрахунок граничних умов для визначення теплового стану ротора високого тиску турбіни АЕС К-1000-60/3000[Текст] / О. Ю. Черноусенко, А. Г. Нікуленков, Т. В. Нікуленкова, Л. С. Бутовський, І. С. Беднарьська // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 12(1288). – С. 51-55. – ISSN 2078-774X.

**O. Chernousenko**, Doct. Eng. Sc., Prof., **ORCID** 0000-0002-1427-8068  
**D. Rindyuk**, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Prof., **ORCID** 0000-0001-7770-7547

**V. Peshko**, Cand. Sc. (Eng.), Assis. Prof., **ORCID** 0000-0003-0610-1403  
**National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute»**

## **THERMAL AND STRAIN-STRESS STATE OF HIGH-PRESSURE ROTOR OF K-1000-60/3000 TURBINE OF NPP UNIT**

*The policy of extending the exploitation-time of nuclear power plants is acceptable at the current stage of Ukraine's energy development. This requires the determination of the actual resource status and reliability of the*

main equipment of nuclear power plants. According to regulatory documents, the extension of the service life-time of energy equipment requires a wide range of numerical studies, including the calculation of the thermal and strain-stress state of its main elements. The rotor of the high-pressure cylinder of the steam turbine K-1000-60 / 3000 is investigated in the paper. The boundary task of unsteady heat conduction for typical operating conditions of a steam turbine installation is considered. To solve differential heat conduction equations, a finite-element method of discretization of the computational domain was used. The strain-stress state of the high-pressure rotor is calculated with taking into account the combined effect of temperature stresses, irregularity of the temperature field, stresses from pressure and centrifugal forces. The calculation of the nominal mode of exploitation regime is performed in a quasi-stationary setting. The calculation of the variable modes of operation is performed in a non-stationary setting. It has been established that when operating at exploitation conditions that are close to the nominal regime, the zones of maximum stress intensity concentration are axial bore in the area of the fourth and fifth pressure stages, discharge openings and fillet transitions of all stages. It has been established by calculation that for a high-pressure rotor of a K-1000-60/3000 steam turbine, the centrifugal forces have the greatest influence on the level of stress intensity.

**Key words:** nuclear power plant, steam turbine, high-pressure rotor, exploitation regimes, thermal state, strain-stress state.

### References

1. B. Navrotsky, M. Moroz, P. Skip, "Implementation of a set of measures to assess the technical condition and reassign the life of the turbines of 1000 MW of NPP power units", *Collection of scientific works SNUYaEtaP*, pp. 52-59, 2012.
2. O. Chernousenko "Evaluation of the residual life of the casings of steam turbines used by nuclear power plants", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, vol. 8(1180), pp. 129-135, 2016.
3. RTM 108.021.103-85 "Details of stationary steam turbines. Low cycle fatigue calculation", regulatory document, 49 p., 1985.
4. RD 34.17.440-96 "Methodological guidelines to perform works within assessment of individual service life of steam turbines and its extension beyond the fleet service life", regulatory document, 98 p., 1996.
5. Steam turbine K-1000/60-3000. "Technical specification and maintenance instruction No. 1-E-TTs-2", NNEC "Energoatom", 112 p., 2006.
6. RTM 108.020.16-83 "Calculation of the temperature fields of the rotors and buildings of steam turbines", regulatory document, 15 p., 1985.
7. V. Peshko, O. Chernousenko, T. Nikulenkova, A. Nikulenkova, "Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines", *Propulsion and Power Research*, vol. 5, no 4, pp. 302-309, 2016.
8. O. Chernousenko, A. Nikulenkova, T. Nikulenkova, L. Butovskiy, I. Bednarska "Calculating boundary conditions to determine the heat state of high pressure rotor of the turbine NPP K-1000-60/3000", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, vol. 12(1288), pp. 51-55, 2018.

Надійшла 21.11.2018

Received 21.11.2018